

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 374 635**

51 Int. Cl.:  
**F16H 1/28** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 96 Número de solicitud europea: **09729191 .8**  
96 Fecha de presentación: **13.01.2009**  
97 Número de publicación de la solicitud: **2150725**  
97 Fecha de publicación de la solicitud: **10.02.2010**

54 Título: **RÓTULA DE ARTICULACIÓN FLEXIBLE PARA ENGRANAJES HELICOIDALES.**

30 Prioridad:  
**13.05.2008 US 127592**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:  
**20.02.2012**

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:  
**20.02.2012**

73 Titular/es:  
**Clipper Windpower, LLC**  
**6305 Carpinteria Avenue, Suite 300**  
**Carpinteria CA 93013, US**

72 Inventor/es:  
**HAHLBECK, Edwin, C. y**  
**CHARTRE, Michael, T.**

74 Agente: **de Elzaburu Márquez, Alberto**

**ES 2 374 635 T3**

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

**DESCRIPCIÓN**

Rótula de articulación flexible para engranajes helicoidales.

**ANTECEDENTES DE LA INVENCION**Campo de la invención

- 5 Esta invención está relacionada con una unidad de engranajes de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 1. La invención está relacionada en general con los sistemas de engranajes, y más en particular con una rótula de articulación flexible para un sistema de engranajes helicoidales.

Descripción de la técnica anterior

- 10 Se conoce una unidad de engranajes del tipo anteriormente mencionado, por ejemplo en el documento WO 2005/050058 A1 y WO 2005/050059 A1, considerado este último como representante de la técnica anterior más cercana.

- 15 Un formato especial de soporte en voladizo de los elementos de los engranajes contiene un elemento de manguito concéntrico con la rótula de montaje que se deflexiona de una forma tal que el exterior del manguito permanece paralelo al eje del sistema. Esto es conocido comúnmente como una "rótula articulada". Dicha rótula flexible puede incluir una rótula interior que esté asegurada a una pared o bien a otro miembro, situando en voladizo la rótula interior de la pared o de otro miembro, y un manguito que está situado en voladizo desde el extremo opuesto a la rótula interior y que se extiende hacia atrás sobre la rótula interna, proporcionando así un voladizo doble.

- 20 Además de la deflexión en paralelo, estos dispositivos tienen un régimen de resorte diseñado para ayudar en la carga de ecualización en los sistemas multi-engranajes y de tipo de potencia dividida, incluyendo los sistemas planetarios. La invención expuesta en la patente de los EE.UU. numero 3303713, de R. Hicks, tiene una aplicación significativa en las transmisiones de alta potencia, especialmente cuando se incrementa la densidad de potencia por la utilización de cuatro o más engranajes planetarios en una configuración epicicloidal. Estos sistemas usan normalmente los engranajes rectos. Con tales engranajes, el contacto de los dientes es principalmente de rodadura, teniendo lugar un deslizamiento durante el acoplamiento y el desacoplamiento.

- 25 En contraste con ello, los engranajes helicoidales son engranajes de forma cilíndrica con dientes helicoidales. Los engranajes helicoidales operan con menos ruido y vibración que los engranajes rectos. En cualquier instante, la carga sobre los engranajes helicoidales se distribuye sobre varios dientes, dando lugar a un desgaste reducido. Debido a su corte angular, el engranado de los dientes da lugar a unas cargas axiales a lo largo del eje del engranaje. En consecuencia, aunque los engranajes helicoidales tienen una mayor densidad y un funcionamiento más suave, pueden generar un momento de sobregiro en el plano radial de 90° con respecto a las cargas tangenciales en que está diseñada la rótula de articulación flexible para el acomodo, en donde este momento conduciría a una rotación del engranaje en el plano radial que provocaría una deficiente alineación de los dientes.

- 35 Las diferencias en las fuerzas de los engranajes se muestran en la figura 1. En esta figura se muestra un engranaje planetario, que es parte de un sistema de engranaje epicicloide. La configuración de "epicicloide" consiste en un anillo de engranajes planetarios montado sobre su soporte planetario y engranándose con un engranaje solar y un engranaje de corona sobre el exterior. El sistema solar y planetario son engranajes externos y la corona es un engranaje interno ya que sus dientes se encuentran sobre el interior. Usualmente, la corona o bien el soporte del sistema planetario se retienen en forma fija, pero la relación de los engranajes es mayor si la corona está fijada.

- 40 La configuración epicicloide permite a la carga que esté compartida entre los planetas, reduciendo la carga en cualquier interfaz de los engranajes. Tal como puede verse en la figura 1, existen distintas fuerzas con los componentes radial (r), tangencial (t) y axial (a) que actúan sobre los engranajes planetarios en dicha configuración. Para los engranajes helicoidales, las fuerzas axiales dan lugar a un momento de sobregiro.

- 45 El momento del engranaje helicoidal de sobregiro puede estar direccionado por la instalación de anillos de reacción, pero en la práctica se enfrentarán a un contra-esfuerzo y pueden desgastarse. Esto tiene un riesgo en particular, puesto que las partículas de desgaste en la zona de engranajes y de rodamientos son indeseables para cualquier tasa de presencia.

En consecuencia, es un objeto de la presente invención el proporcionar una solución al problema del momento de los engranajes helicoidales de sobregiro sin la adición de componentes o de superficies de desgaste.

SUMARIO DE LA INVENCION

- 50 La invención proporciona una unidad de engranajes que tiene las características de la reivindicación 1. Las realizaciones adicionales de la invención se encuentran descritas en las reivindicaciones dependientes.

De acuerdo con la presente invención, se crea una realineación de corrección igual y opuesta a la desalineación provocada por el momento de sobregiro y otras fuerzas, sin añadir componentes o superficies de desgaste. De dicha forma la invención resuelve el problema anteriormente descrito.

5 De acuerdo con la invención, las rótulas muestran una o más secciones transversales variables con los ejes principales de sus secciones no orientadas verticalmente utilizando las fuerzas tangenciales y radiales para provocar las deflexiones en dos planos, para compensar perfectamente la desalineación provocada por las fuerzas de los engranajes helicoidales, manteniendo así el mismo engranado alineado que al utilizar los engranajes rectos y las rótulas de flexión tradicionales. Tales elementos de las rótulas muestran distintos niveles de rigidez en distintas direcciones que cuando se conforman en un perfil no isotropito, y teniendo distintos momentos de áreas distintas de inercia a lo largo de sus ejes.

10 Adicionalmente, la alineación tangencial puede ajustarse en forma independiente de la alineación radial por la variación de la orientación rotacional de la rótula en su conducto. La alineación radial está ajustada por modificaciones en la rigidez del componente de montaje o soporte realizándose así la alineación de los conductos de montaje de las rótulas en el plano radial. Las placas de rigidez montadas en el componente de montaje o soporte se utilizan para ajustar las propiedades de la sección. Estas placas controlan la desalineación de los conductos de montaje de la rótula del soporte en el plano radial.

La invención tiene la ventaja de permitir la aplicación de rótulas flexibles en los engranajes helicoidales.

La invención tiene la ventaja de ser capaz de compensar las deflexiones no deseables de los componentes en los cuales se montan las rótulas.

20 La invención tiene la ventaja de permitir el ajuste de la alineación para compensar las desviaciones a partir de las deflexiones pronosticadas de sistema actual.

La invención tiene la ventaja de que los engranajes helicoidales soportan unas cargas mayores y que pueden ser silenciosos y exentos de vibraciones.

25 La invención tiene la ventaja adicional de que puede aplicarse a las transmisiones de alta carga en donde las rótulas flexibles reducen el peso y el costo adicional utilizando los engranajes helicoidales para conseguir un funcionamiento silencioso y con un peso adicional y una reducción de las dimensiones.

#### BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

La invención se describirá con detalles con referencia a los dibujos, en donde:

La figura 1 es una comparación de las fuerzas en los sistemas planetarios, tanto de tipo recto como helicoidales;

30 La figura 2 es un diagrama de una viga sencilla en voladizo con una pendiente extrema de valor cero;

La figura 3 es un diagrama de una viga sencilla con un voladizo doble y una pendiente terminal de valor cero;

La figura 4 es un diagrama de fuerzas de engranajes rectos en una rótula de flexión tradicional que da lugar a una deflexión en paralelo;

35 La figura 5 es un diagrama de fuerzas de engranajes helicoidales que actúan sobre una rótula de flexión tradicional dando lugar a una deflexión no paralela;

La figura 6 es un diagrama de las fuerzas de engranajes rectos en una rotula flexible asimétrica dando lugar a una deflexión no paralela;

La figura 7 es un diagrama de las fuerzas de los engranajes helicoidales en una rotula flexible asimétrica que da lugar a una deflexión paralela;

40 La figura 8 es un diagrama de una sección transversal de una rótula flexible asimétrica que muestra la orientación principal del eje;

La figura 9 es un diagrama de las fuerzas de los engranajes helicoidales en una rótula flexible asimétrica con una orientación del eje principal que da lugar a una deflexión paralela.

45 La figura 10 es un diagrama que muestra los efectos típicos de la rotación de la rótula en la alineación tangencial y radial para una rotula flexible en dos secciones transversales distintas o variables.

La figura 11 es una comparación del error de engranado de los engranajes helicoidales y rectos de las mismas proporciones.

DESCRIPCIÓN DE LAS REALIZACIONES PREFERIDAS

Tal como se observa en la figura 1, un engranaje planetario recto en un sistema de engranajes epicicloides tiene las fuerzas usuales tangenciales  $Wt_{corona}$  y  $Wt_{solar}$  respectivamente.

La fuerza tangencial total está dada por:

$$W'_t = W'_{t\_annulus} + W'_{t\_sun} \quad (\text{ecuación 1})$$

El sistema tiene también las fuerzas radiales usuales  $Wt_{corona}$  y  $Wt_{solar}$ , respectivamente. La fuerza total radial es típicamente cero, y está dada por:

$$W'_r = W'_{r\_sun} - W'_{r\_annulus} \quad (\text{ecuación 2})$$

La rótula de flexión se acomoda a las fuerzas tangenciales en una deflexión paralela de la configuración de la rótula y el manguito. Esto se lleva a cabo por la compensación para la desalineación provocada por el voladizo en un extremo y con el voladizo en el otro.

La deflexión en la configuración de la rótula flexible ordinaria, designada aquí como  $\Delta_y$  y  $\Delta_z$ , es según la mecánica clásica (formulas de la teoría de las vigas y de deflexión de las vigas):

$$\Delta_y = \frac{W'_t \cdot l^3}{12 \cdot E \cdot I_{y-y}} \quad (\text{ecuación 3})$$

$$\Delta_z = \frac{W'_t \cdot l^3}{12 \cdot E \cdot I_{z-z}} \quad (\text{ecuación 4})$$

en donde  $I_{y-y}$  es el segundo momento del área o el momento del área de inercia en la dirección y, en donde  $I_{z-z}$  es el segundo momento del área o el momento del área de inercia en la dirección z y la pendiente en el extremo libre de la viga es cero (manteniendo la alineación de los dientes).

Esto es lo que se muestra en la figura 2.

Si se supone que el manguito es suficientemente rígido, el mismo sistema puede estar representado como un voladizo doble tal como se muestra en la figura 3.

En este sistema, las ecuaciones siguientes tienen que cumplirse para la pendiente en el extremo de la viga para que sea igual a cero.

$$a = \frac{l}{2} - \frac{Mol}{W'_t} \quad (\text{ecuación 5})$$

25 y:

$$a = \frac{l}{2} - \frac{Mot_z}{W_t} \quad (\text{ecuación 6})$$

Con los engranajes rectos, normalmente  $W_t = 0,0$ ,  $Mot_y = 0,0$ ,  $Mot_z = 0,0$  y para las rótulas simétricas  $I_{y-y} = I_{z-z}$ . Así pues, cuando  $a = l/2$   $\Delta_z = 0$  y la alineación del diente se mantiene puesto que la pendiente en el extremo de la rótula, y por tanto en el manguito, es cero. Esto es lo que se muestra más adelante en la figura 4.

5 En contraste con ello, para los engranajes helicoidales,  $Mot_y$  no es cero ( $Mot$  distinto a 0) y por tanto existe una deflexión resultante en la dirección z. Esto puede verse en la figura 5. El engranaje planetario helicoidal en un sistema de engranajes epicicloidales tiene las mismas fuerzas que el engranaje recto con la adición de un momento de sobregiro. El momento de sobregiro,  $Mot_y$ , está en el plano normal a  $W_t$  y la deflexión en este plano radial provocará la desalineación de los dientes entre los engranajes planetarios y la corona respectivamente.

10 Esto es porque las ecuaciones para 'a' no pueden cumplirse. Debido a que  $Mot_z = 0$ ,  $a = l/2$  tiene que ser verdad. Si  $W_t = 0$ ,  $Mot_y/W_t$  es infinito, y si  $W_t$  no es cero ( $W_t$  distinto de cero) entonces  $a = l/2$  no puede ser cierto, por tanto una rótula flexible tradicional no puede ser correcta para este efecto.

15 De acuerdo con la invención, se cambia a  $I_{z-z}$ . En esta invención, se cambia a  $I_{z-z}$  por la alteración de la configuración simétrica normal de forma que  $I_{z-z} \neq I_{y-y}$ . Esta asimetría crea un eje principal en la sección. El eje principal está orientado no verticalmente de una forma tal que induzca a una deflexión radial y a una desalineación de la pendiente en la dirección z al aplicar las cargas tangenciales en el sentido y.

20 Este efecto se observa en la siguiente figura 6 en donde una fuerza singular  $W_t$  reacciona mediante una rótula no simétrica que soporta un engranaje recto. Debido a la orientación no vertical de la sección principal la deflexión se observa en ambas direcciones y y z, en contraste con la deflexión de una rótula flexible simétrica con un engranaje recto en la figura 2. Debido a la diferencia en  $I_{z-z}$  e  $I_{y-y}$  que permite una orientación angular del eje principal de la sección, la rótula se deflexiona en un ángulo, tal como se ilustra en la figura 6.

25 Tal como se ha explicado anteriormente, los engranajes helicoidales, montados sobre las rótulas flexible experimentan un momento  $Mot_y$ , alrededor del eje y (en el plano radial), debido a las fuerzas resultantes de la interacción de los engranajes helicoidales en contraste con los engranajes rectos. De acuerdo con la invención, se hace uso del hecho de que existe una fuerza adecuada en la dirección y, (y potencialmente en una fuerza de dirección z), la cual en conjunción con la orientación de los ejes principales de la sección se provocan deflexiones y pendientes fuera del plano tangencial que podría contraactuar o minimizar la deflexión  $\Delta_z$  y cancelando las desalineaciones de la pendiente que de otra forma provocarían el momento de sobregiro alrededor del eje y. Esto puede verse en la figura 7.

30 Las ecuaciones 3, 4, 5, y 6 se pueden convertir al sistema de coordenadas del eje principal de la sección. Las ecuaciones se convierten entonces como sigue a continuación:

$$\Delta_{p2} = \frac{(W_t' \cdot \cos(\theta) + W_t'' \cdot \sin(\theta)) \cdot l^3}{12 \cdot E \cdot I_{p2-p2}} \quad (\text{ecuación 7})$$

$$\Delta_{p1} = \frac{(W_t' \cdot \sin(\theta) + W_t'' \cdot \cos(\theta)) \cdot l^3}{12 \cdot E \cdot I_{p1-p1}} \quad (\text{ecuación 8})$$

35 En este sistema, las siguientes ecuaciones tienen que cumplirse para la pendiente en el extremo de la viga para ser igual a cero.

$$a = \frac{l}{2} - \frac{Mot_x \cdot \sin(\theta) + Mot_y \cdot \cos(\theta)}{W_x \cdot \sin(\theta) + W_y \cdot \cos(\theta)} \quad (\text{ecuación 9})$$

Y:

$$a = \frac{l}{2} - \frac{Mot_x \cdot \sin(\theta) + Mot_y \cdot \cos(\theta)}{W_x \cdot \sin(\theta) + W_y \cdot \cos(\theta)} \quad (\text{ecuación 10})$$

Estos sistemas de coordenadas se muestran en la figura 8.

- 5 Debido a que existe ahora una fuerza y un componente del momento en la primera y segunda orientaciones principales, una solución para mantener las pendientes a cero en estos planos puede encontrarse mediante el ajuste de las variables  $a$ ,  $\theta$ ,  $l_{p1-p1}$  y  $l_{p2-p2}$ .

La fuerza  $M_t$  puede hacerse más efectiva al enfrentarse las desalineaciones de la pendiente provocadas por  $Mot_x$ . Mediante el cambio de la orientación del eje de la sección principal en la dirección opuesta sobre el otro lado de la rótula, los voladizos en ambos lados de  $W_t$  provocan la inclinación del manguito en la misma dirección. Esto puede observarse en la figura 9.

15 Dependiendo de las cargas específicas del sistema de engranajes, esta solución, o una variante de la misma, es donde las orientaciones de la sección varían a través de la longitud de la rótula que sea deseable o que sea necesaria. Esta solución tiene la ventaja añadida de ser rotatoria después de la fabricación. Una rótula flexible diseñada debidamente de este tipo puede estar sintonizada para las desalineaciones de la pendiente a través de la cara en el plano tangencial. Esto se lleva a cabo por la rotación de la orientación total angular de la rótula en su conducto de montaje. La rotación de la rótula en sentido horario y en sentido antihorario provocará correcciones de la alineación tangencial en las direcciones opuestas. Estos cambios para la alineación tangencial son magnitudes mayores que los cambios resultantes de la alineación del plano radial. Si la rótula está diseñada debidamente, la representación gráfica de las alineaciones a través del ancho de la cara del engranaje en los planos tangencial y radial con respecto a la orientación de la rótula revelará que la curva de la alineación radial representada gráficamente tiene una zona en donde la pendiente es horizontal. En esta misma zona, la alineación tangencial pasa desde una desalineación positiva grande a una de tipo negativo. En esta zona, pueden realizarse grandes ajustes en la alineación tangencial mientras que no se cambia la alineación radial. Esta es la escena en la figura 10.

25 Si los ajustes en la alineación radial del engranaje son necesarios después de la fabricación, estos pueden manipularse en forma independiente de la alineación tangencial, por la modificación de las propiedades de la sección del miembro de montaje de la rótula, de forma tal que su resistencia para permitir que la rótula se incline en el plano radial se alterará para proporcionar una inclinación mayor o menor. Esto se lleva a cabo por el uso de reforzadores intercambiables de la rigidez, o físicamente alterando el propio miembro de montaje.

30 La invención expone por tanto la modelación de la configuración de la rótula flexible de una forma tal que los momentos del área de inercia de las configuraciones bajo la consideración de los momentos de sobregiro o las fuerzas resultantes de las interacciones de los engranajes helicoidales dan lugar a una compensación de las deflexiones y pendientes en una dirección, que podría conducir a una desalineación de los dientes. Las configuraciones de la rótula flexible se construyen por tanto de forma no simétrica y con ejes principales no orientados verticalmente, con el fin de obtener rótulas flexibles con distintas propiedades de flexión en direcciones distintas.

40 En los ejemplos anteriores, se observa solo la influencia de la rótula de control del conjunto de la rótula flexible. Para el eje  $y$ , se ajustan las propiedades de la rótula y del manguito, o bien se giran de forma que sus direcciones de deflexión contrarias sean iguales y opuestas, manteniendo paralelos los ejes de montaje de los engranajes finales para el eje del sistema. Puesto que la deflexión incluye la rótula y las superficies del manguito y del montaje, todo puede estar incluido en la sintonía de los componentes. Aunque esto puede realizarse con las mecánicas clásicas, puede llegar a ser muy complejo al incluir las superficies de montaje, son una parte típica de un perfil geométrico complejo. La simulación más frecuente del ordenador, tal como un análisis de elementos finitos (FEA) se utiliza para predecir el resultado deseado del diseño o del avance.

5 Esta misma solución es posible para las rótulas con una geometría asimétrica. Puesto que todos los miembros del conjunto de la rótula flexible contribuyen a los momentos resultantes de inercia en la dirección  $z$  e  $y$  respectivamente, y por tanto contribuyen al comportamiento de la deflexión, tanto la rótula como el componente de montaje pueden modificarse para conseguir los resultados deseados. Con más frecuencia, la rótula anterior se modifica para simplificar la fabricación de los componentes.

Con referencia a la figura 11. Este es un diseño para un engranaje recto y una rótula flexible asociada, que proporciona una deflexión paralela para un sistema de montaje dado. Utilizando los procedimientos aceptados para la optimización de los engranajes, se puede determinar la capacidad del par motor,  $W$ . La curva de deflexión resultante se ilustra en la figura 11.

10 Si se añade un ángulo helicoidal de  $10^\circ$  a este mismo engranaje, la capacidad de la potencia es ahora de  $1,23 W$ . Así pues, la mejora en la capacidad es del 23%. El momento de sobregiro está contrarrestado por la presente invención tal como se muestra en las figuras 8 y 9. Tal como puede observarse, el diseño de la rótula asimétrica da lugar a una deflexión de la configuración de la rótula flexible con el engranaje helicoidal trasladado en forma paralela al eje del sistema y sin ninguna desalineación de los dientes. Debido a la forma asimétrica de la rótula de acuerdo con la invención, no existe desalineación de la pendiente de la rótula o del manguito en la dirección  $y$  ó  $z$ , y con un desplazamiento primario en la dirección  $y$ , tal como en un engranaje recto.

15 Este pequeño cambio en la geometría y el costo añadido de la mecanización del eje central de la rótula flexible es una fracción del valor de la ganancia del 23% en la capacidad del engranaje, o bien la reducción de la dimensión del engranaje o rótula para poner a manipular la misma potencia.

20 Además del costo menor, el cambio a un engranaje helicoidal tiene más ventajas que pueden ser más valiosas que el costo de reducción: reducción de la vibración y el ruido. Es bien conocido que los solapados helicoidales son los más influyentes de las características geométricas en el ruido de los engranajes. Hasta el momento actual, las rótulas flexibles no fueron tenidas en cuenta para las aplicaciones en donde el diseño global requería una solución de bajo ruido. Con esta invención, esta restricción se ha solucionado y la ventaja inherente de los engranajes helicoidales puede estar combinada con la tecnología de la rótula flexible sin añadir más piezas al conjunto, con el riesgo de un desgaste añadido.

25 Con referencia a la figura 11, que es una comparación del error de engranado de los engranajes helicoidales y de tipo recto de las mismas proporciones. Esto es una comparación de los diseños similares, ambos optimizados para reducir el error de transmisión, el cual en el pasado se había trasladado a la vibración y al ruido del engranado. Esto es crítico en muchas aplicaciones tales como en las turbinas de viento en donde los diseñadores tienen que adherirse a unos estándares estrictos de ruido.

**REIVINDICACIONES**

- 5 1. Una unidad de engranajes epicicloides, en donde la mencionada unidad de engranajes comprende una etapa de engranajes planetarios en donde al menos un engranaje planetario esta soportado rotatoriamente sobre un soporte planetario, en donde el mencionado engranaje planetario está engranado con un engranaje solar y un engranaje de corona exterior, en donde el mencionado engranaje solar y el mencionado engranaje de corona son giratorios alrededor de un eje del sistema de la unidad de engranajes epicicloides,
- En donde el mencionado engranaje planetario, el mencionado engranaje solar y el mencionado engranaje de corona son engranajes helicoidales,
- 10 En donde el soporte planetario tiene un eje del tipo de rótula flexible, y un manguito, sobre el cual se monta el engranaje planetario,
- Siendo la rótula un elemento no isotropito, teniendo por tanto distintos momentos de áreas de inercia en al menos dos direcciones normales al eje del sistema de la unidad de engranajes,
- Caracterizada porque:
- 15 La alineación del engranaje planetario es ajusta en forma independiente en las direcciones tangencial y radial, en donde la alineación tangencial se ajusta por el cambio de la orientación angular del eje en su soporte planetario, y en donde la alineación radial se ajusta por el cambio de las propiedades de la sección de un miembro de montaje de la rótula.
- 20 2. La unidad de engranajes epicicloides de acuerdo con la reivindicación 1, en donde en donde el eje del soporte planetario está conformado asimétricamente en un plano perpendicular al eje del sistema en uno o más puntos.
- 25 3. La unidad de engranajes epicicloides, de acuerdo con las reivindicaciones precedentes, en donde el soporte planetario tiene un momento de área mínimo de inercia en una direccion yacente en un plano perpendicular al eje del sistema, la direccion del momento de área mínimo de inercia está sesgada con respecto a la direccion del eje de giro del engranaje planetario con respecto al eje de giro del engranaje planetario.

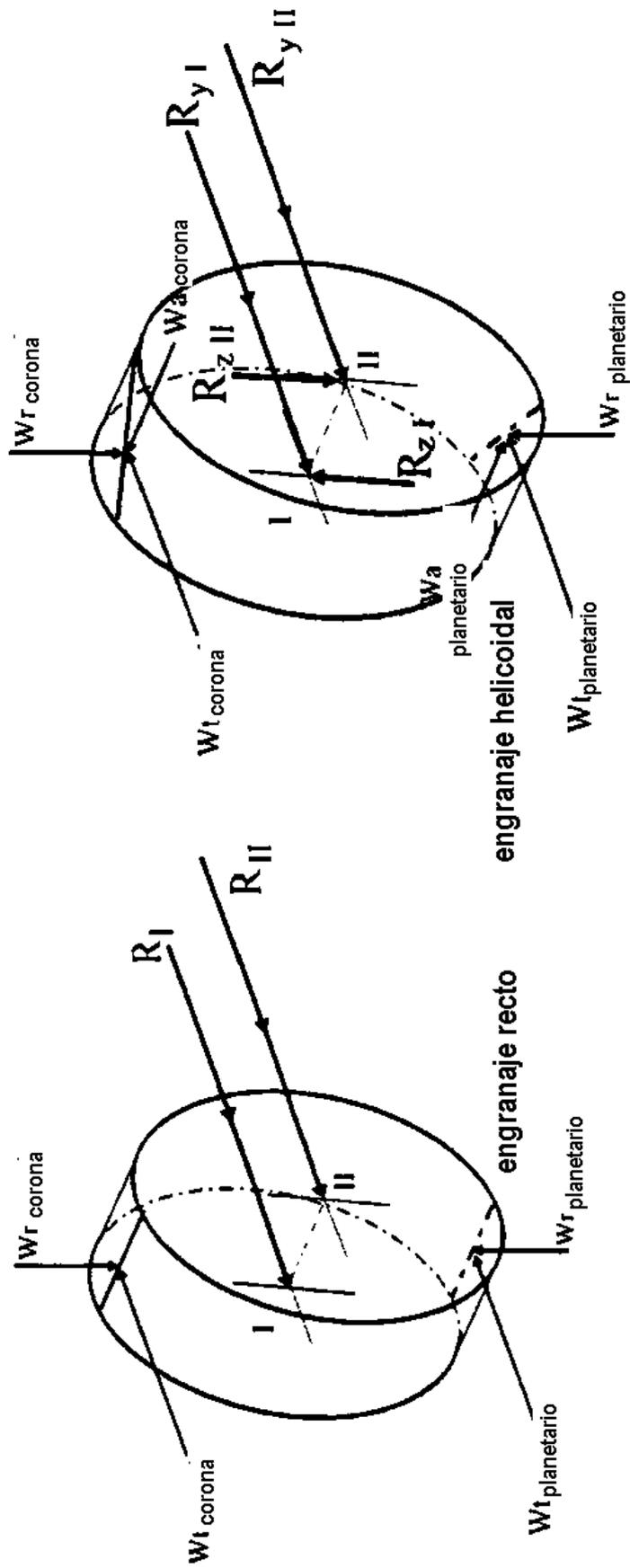


Fig. 1

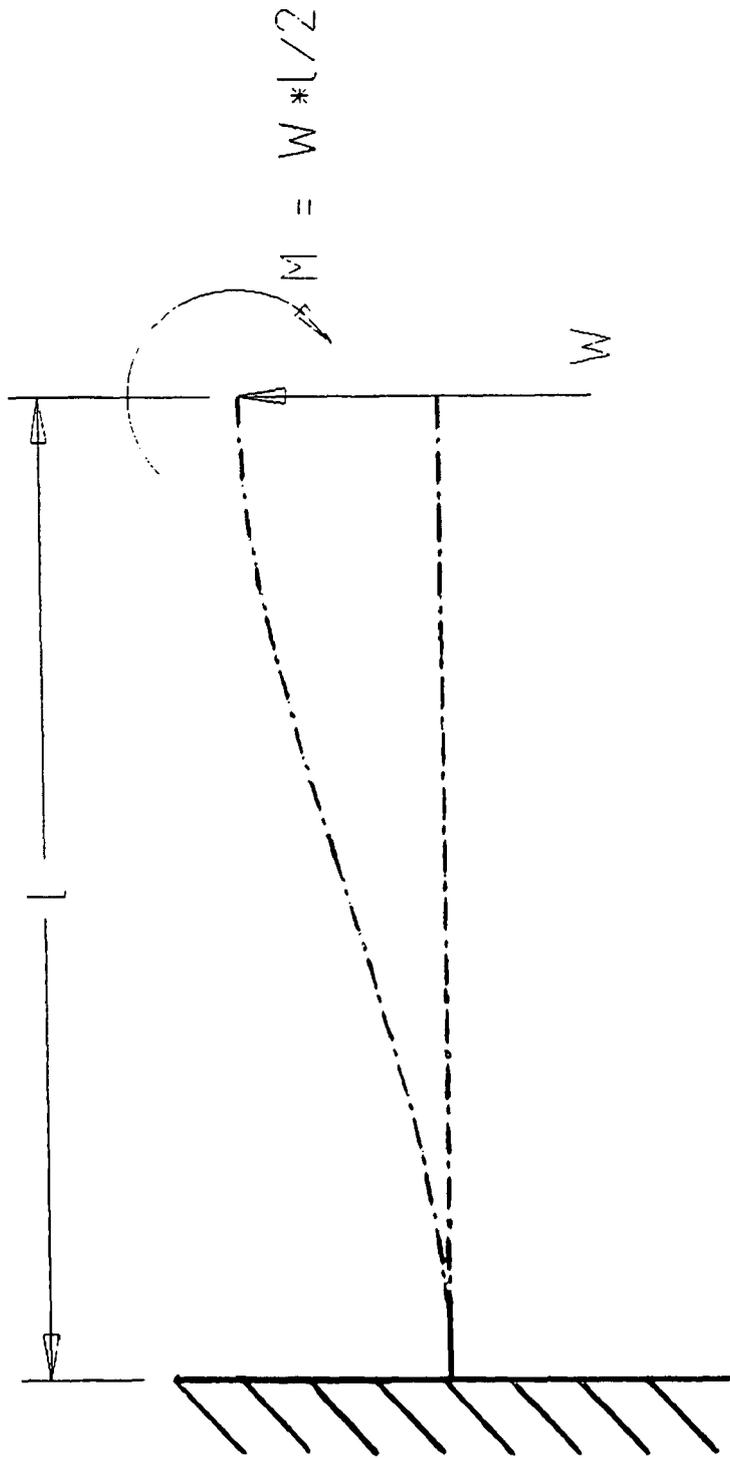


Fig. 2

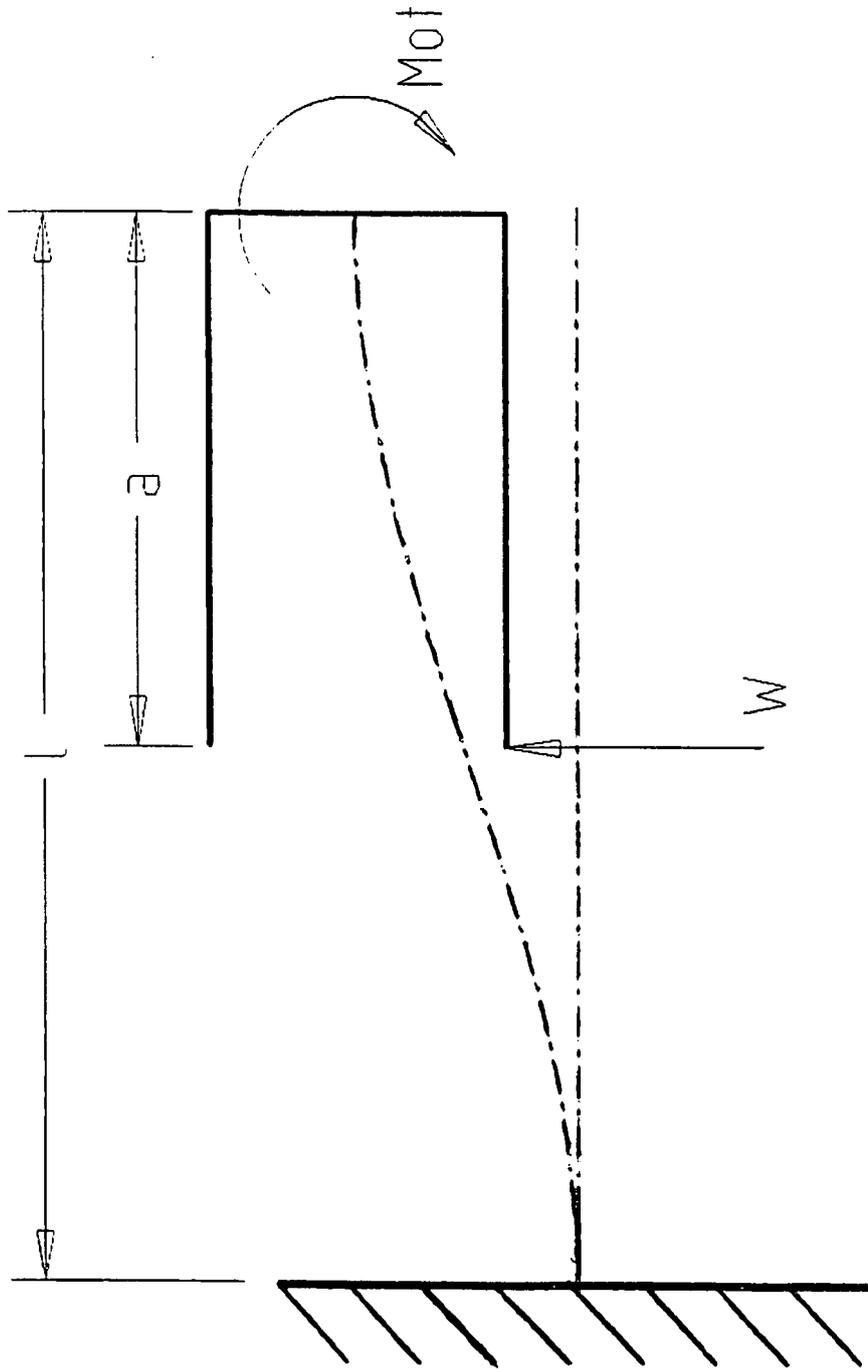


Fig. 3

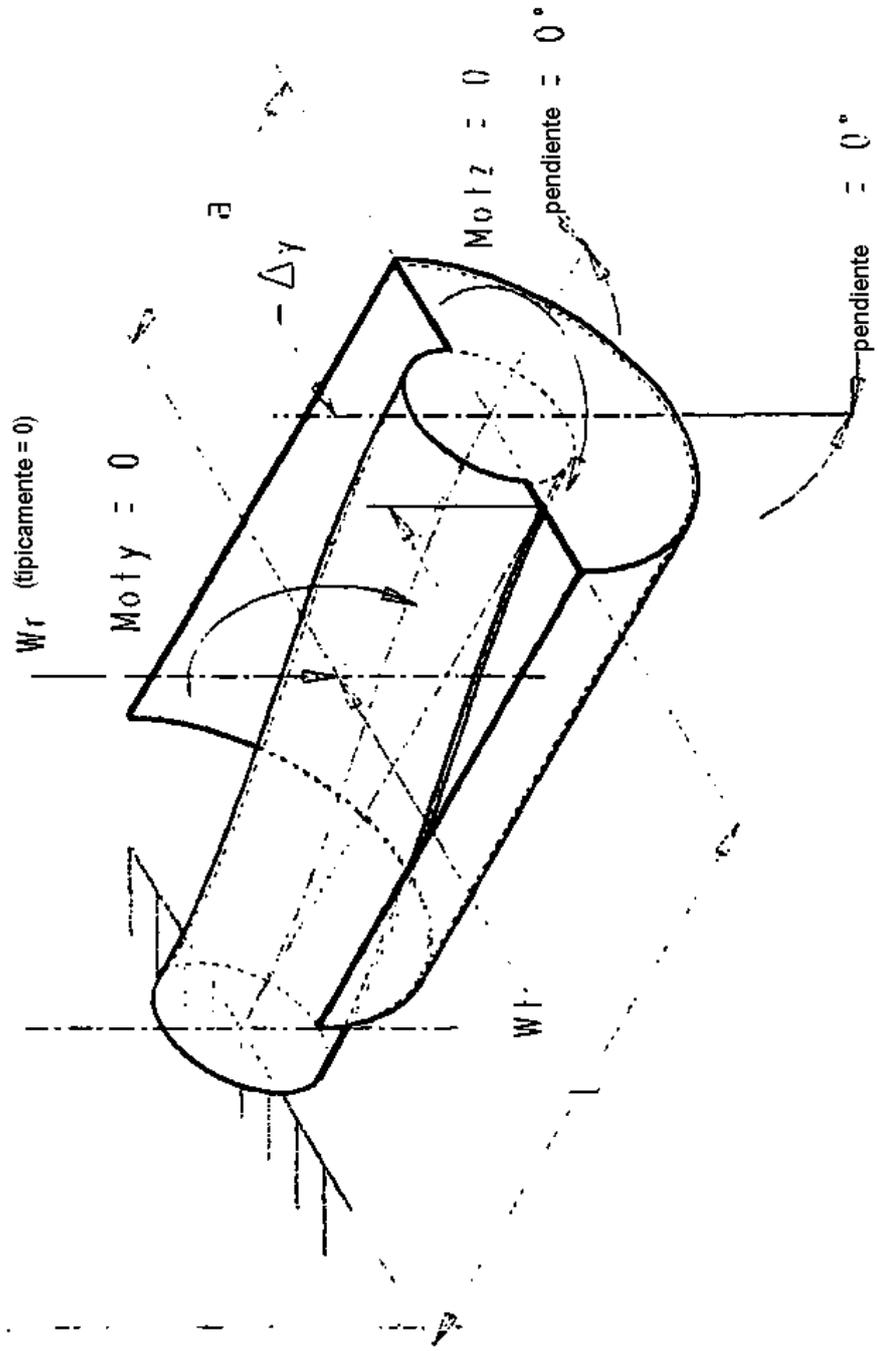


Fig. 4

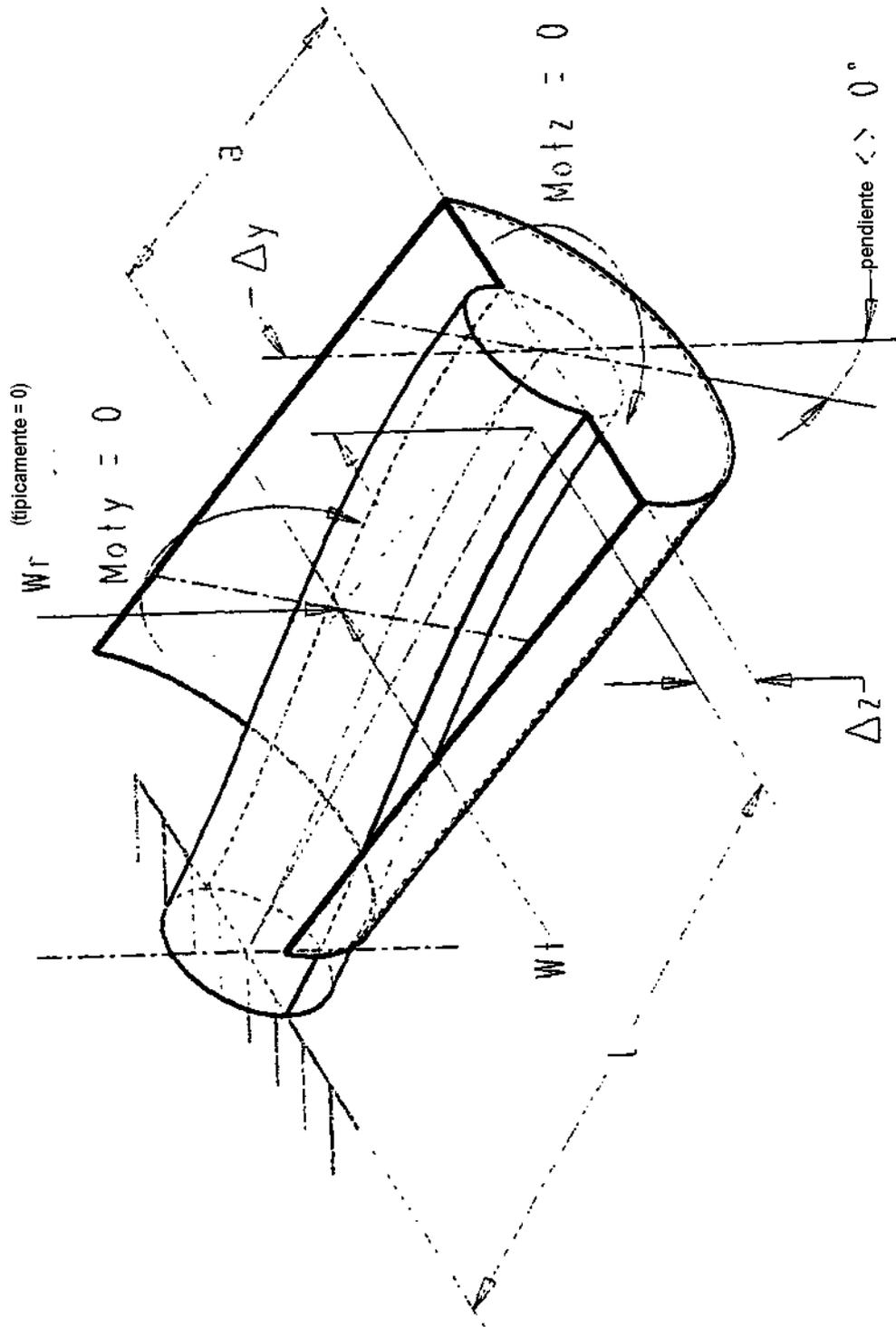


Fig. 5

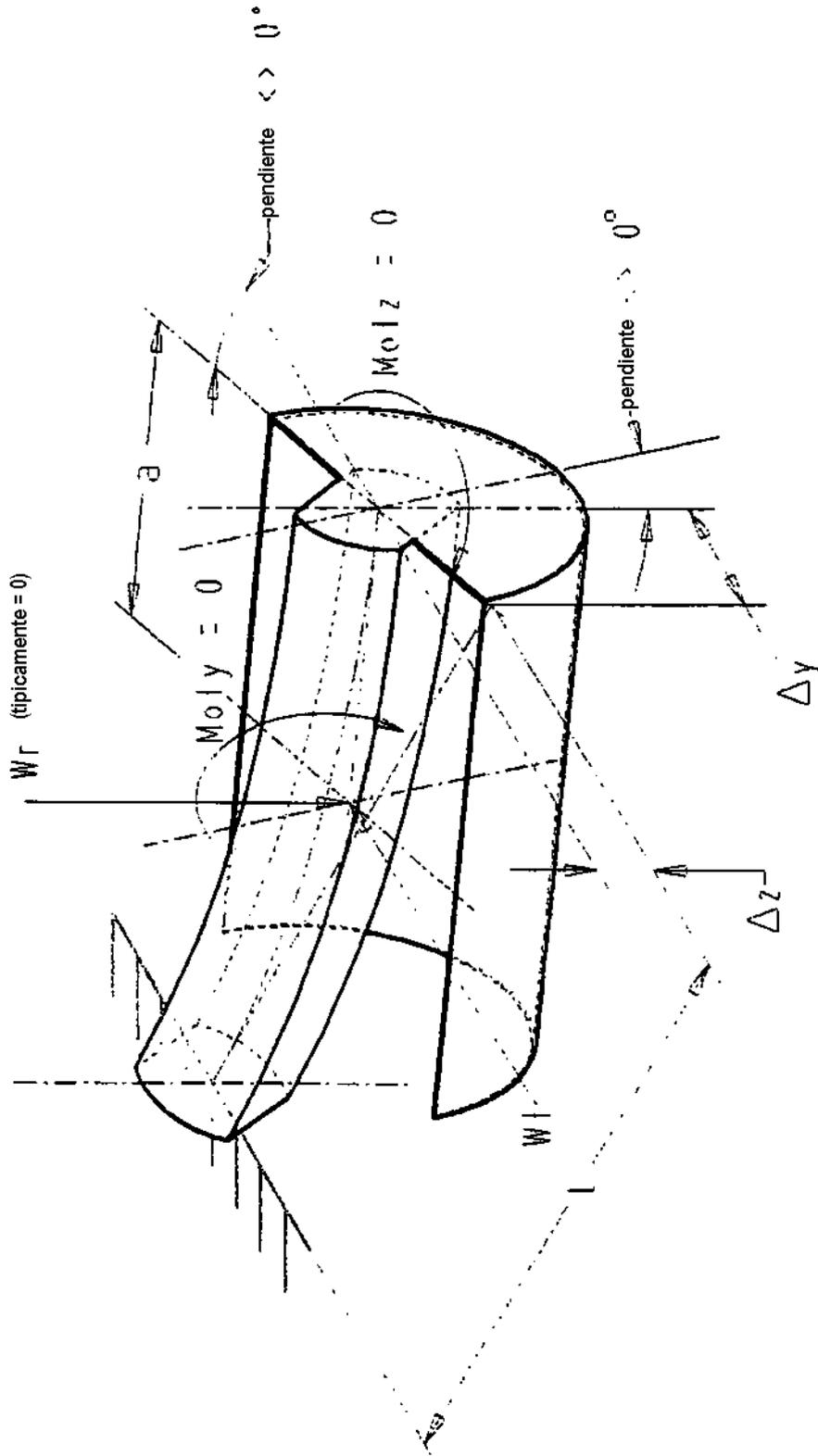


Fig. 6

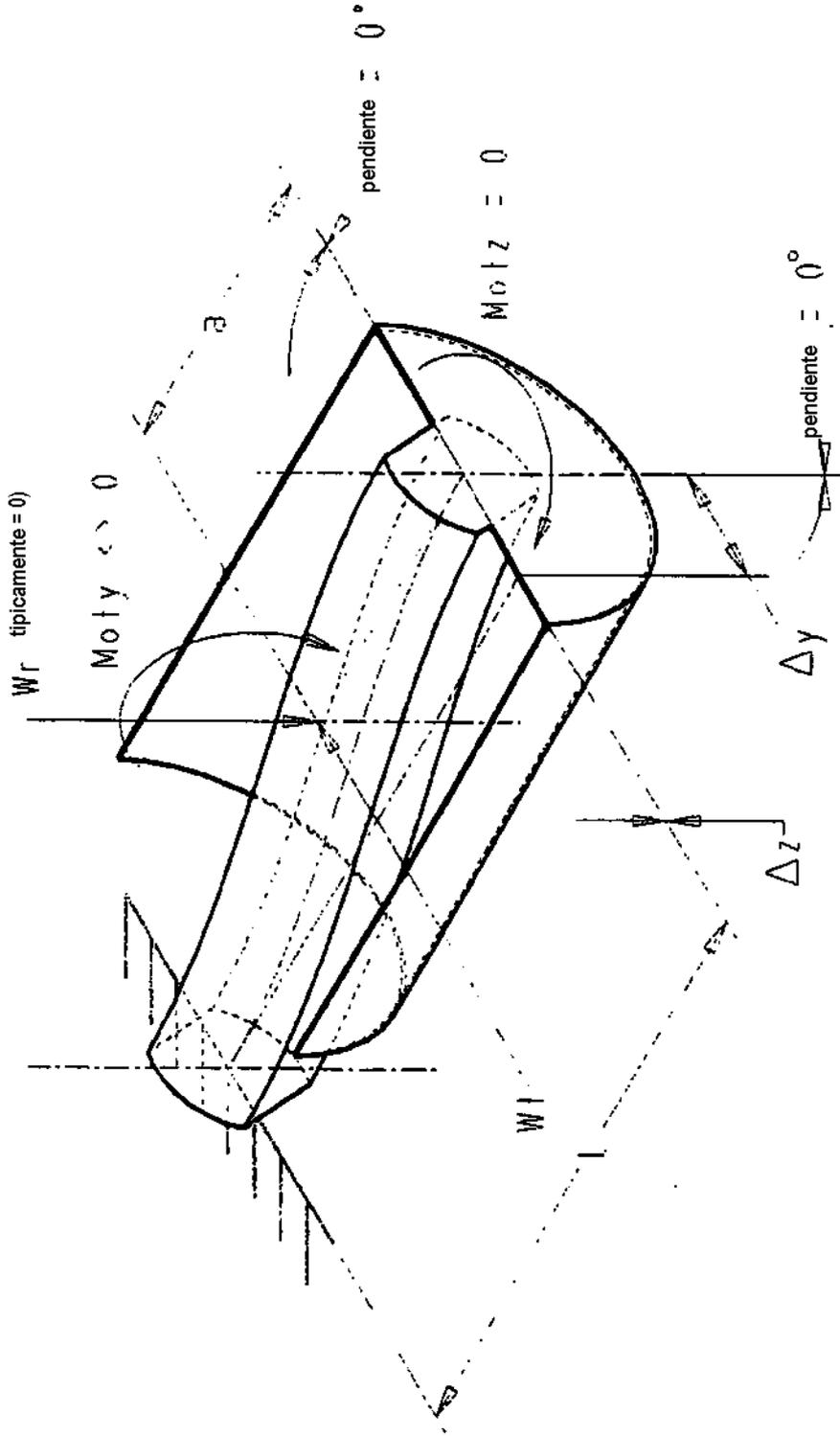


Fig. 7

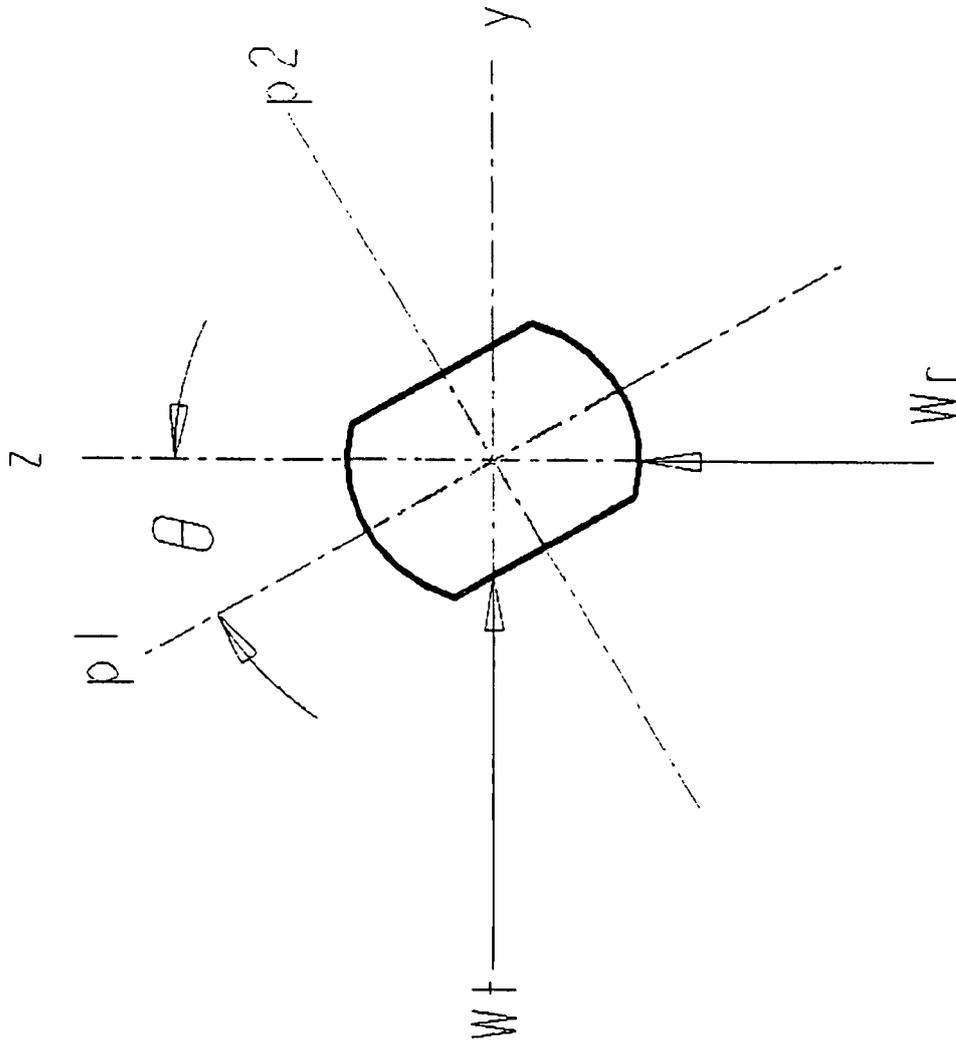


Fig. 8



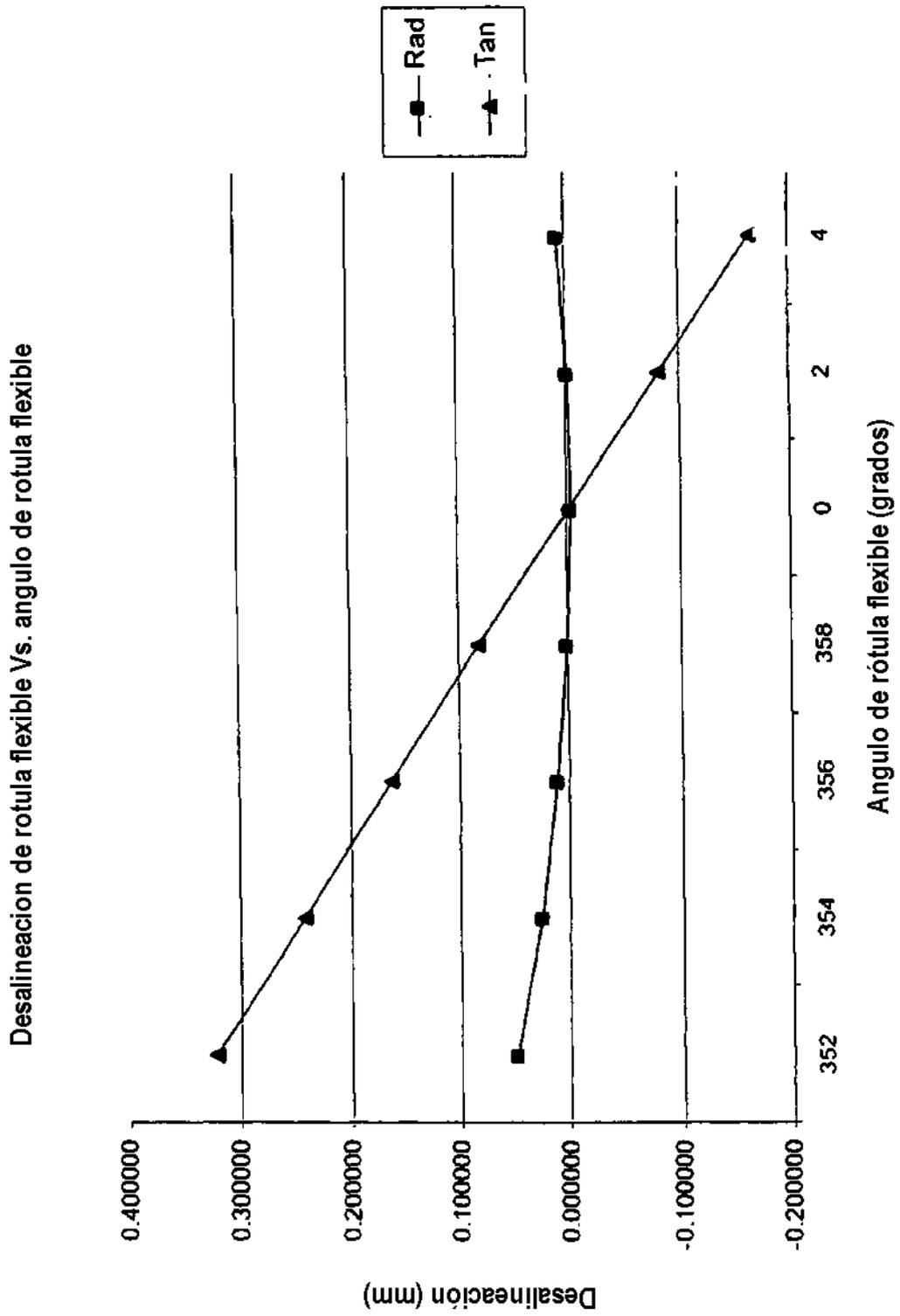


Fig. 10

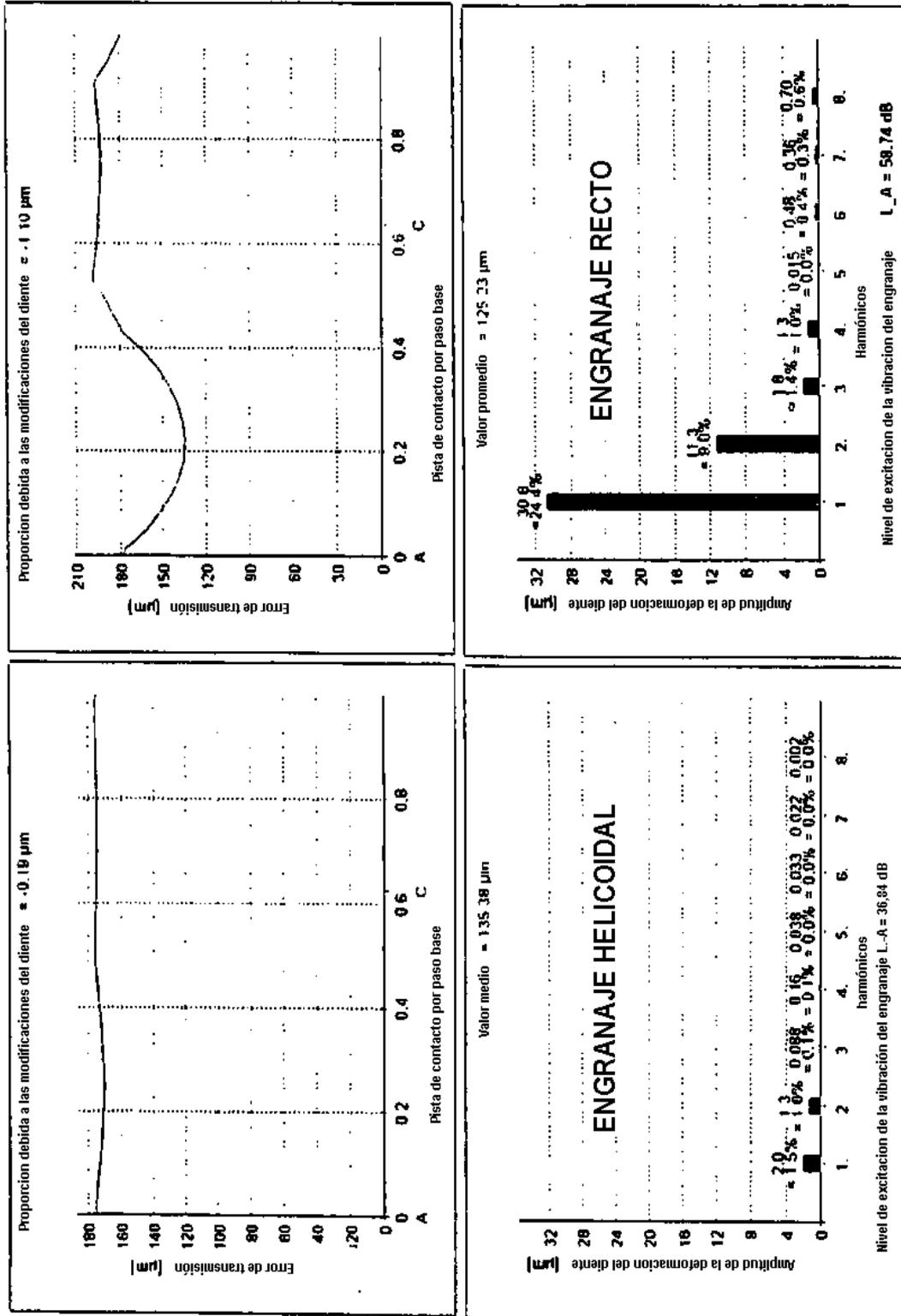


Fig. 11